

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**В.І Шкляр , В.В. Дубровська**

**ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ**

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ**  
**КОМБІНОВАНОМУ ТА РОЗДІЛЬНОМУ СПОСОБАХ**  
**ВИРОБНИЦТВА ЕНЕРГІЇ**

**КУРСОВА РОБОТА**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр  
за освітньою програмою  
«Енергетичний менеджмент та інжиніринг  
теплоенергетичних систем»  
спеціальності 144 «Теплоенергетика»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2021

Рецензент: *Чернявський Анатолій Володимирович*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний  
редактор *Єщенко Олександр Іванович*, канд. техн. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПП ім. Ігоря Сікорського (протокол № 6  
від 25 лютого 2021 р.)  
за поданням Вченої ради Інституту енергозбереження та енергоменеджменту  
(протокол № 8 від 25 січня 2021 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

*Шкляр Віктор Іванович*, канд. техн. наук, доц.

*Дубровська Вікторія Василівна*, канд. техн. наук, доц.

## **ЕНЕРГЕТИЧНІ СИСТЕМИ ТА КОМПЛЕКСИ**

### **ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРИ КОМ- БІНОВАНОМУ ТА РОЗДІЛЬНОМУ СПОСОБАХ ВИРОБ- НИЦТВА ЕНЕРГІЇ**

#### **КУРСОВА РОБОТА**

Енергетичні системи та комплекси. Визначення енергетичних показників при комбінованому та роздільному способах виробництва енергії: Курсова робота [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальностей 144 «Теплоенергетика» / В.І Шкляр , В.В. Дубровська; КПП ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,1 Мбайт). – Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 43 с.

В навчальному посібнику наведені теоретичні матеріали для виконання курсової роботи з дисципліни «Енергетичні системи та комплекси».

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 144 «Теплоенергетика» освітньої програми «Енергетичний менеджмент та інжиніринг теплоенергетичних систем».

Видання включає індивідуальні завдання для виконання курсової роботи.

© В.І. Шкляр, В.В. Дубровська, 2021



## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Мета курсової роботи .....	5
2 Завдання на курсову роботу .....	5
3 Порядок виконання та оформлення курсової роботи.....	6
4 Визначення ккд котельного агрегату .....	7
4.1 Розрахунок процесів горіння палива.....	7
4.2 Визначення теплоти згоряння палива .....	9
4.3 Вибір типу топки котельного агрегату .....	10
4.4 Розрахунки теоретичних об'ємів повітря і продуктів згорання палива .....	11
4.5 Складання теплового балансу та визначення ККД КА .....	15
4.6 Визначення витрати палива .....	20
5 Роздільний та комбінований способи виробництва електричної та теплової енергії.....	23
5.1 Визначення основних параметрів робочого тіла в характерних точках регенеративного циклу з відбором пари на теплофікацію .....	25
5.2 Порівняння роздільного та комбінованого способів енерговиробництва ..	32
Висновки по роботі .....	35
Список рекомендованої літератури.....	36
Додатки.....	37

## ВСТУП

Для забезпечення життєдіяльності людини необхідна енергія. Її отримують при спалюванні органічного палива, використанні енергії вітру, Сонця і атома. До основних видів енергії можна віднести теплову та електричну енергію. Майже половина енергії виробляється на теплових електричних станціях (ТЕС), які працюють на викопному паливі.

Централізоване виробництво теплової енергії забезпечують тепло-електроцентралі (ТЕЦ) та районні котельні (РК), які обладнані паровими чи водогрійними котельними агрегатами [1-8].

Робота паротурбінної електростанції базується на використанні циклу Ренкіна. Для підвищення його ефективності використовують більш високі початкові параметри пари, вводять деякі зміни в термодинамічний цикл і загальну технологічну схему електростанції (цикл з проміжним перегрівом пари, регенеративний підігрів живильної води).

Для оцінки ефективності роботи котельних агрегатів визначають: втрати теплоти в елементах котельного агрегату, його ККД за прямим та зворотним балансами, витрату натурального та умовного палива.

Ефективність роботи паросилових установок визначають відповідні ККД та енергетичні показники.

## 1 МЕТА КУРСОВОЇ РОБОТИ

### Мета виконання курсової роботи:

- систематизація і закріплення теоретичних знань з дисципліни «Енергетичні системи та комплекси»: теорії теплотехнічних розрахунків котельних агрегатів та термодинамічних процесів теплових двигунів з пароводяними циклами;
- оволодіння методами оцінки ефективності роботи паротурбінної установки і її компонентів на основі використання аналітичних методів та комп'ютерних програм;
- навчитися використовувати наукову і технічну літературу та інші джерела інформації.

## 2 ЗАВДАННЯ НА КУРСОВУ РОБОТУ

В курсовій роботі необхідно виконати:

- 1) розрахунок котельного агрегату (КА) з визначенням: теплоти згоряння заданого палива -  $Q_H^P$ , МДж/кг; втрат теплоти в елементах котельного агрегату -  $q_i$ ; коефіцієнта корисної дії котельного агрегату -  $\eta_{KA}^{BP}$ , % та витрати палива -  $B$  кг/с ( $m^3/c$ ) при заданій паропродуктивності КА -  $D$ , кг/с з параметрами перегрітої пари  $p_{III}$ , МПа та  $t_{III}$ , °С.
- 2) визначити основні енергетичні показники та економію витрати палива при виробництві теплової та електричної енергії ТЕЦ, яка працює за регенеративним теплофікаційним циклом: теплоту підведену  $q_1$ , кДж/кг та відведену -  $q_2$ , кДж/кг, корисну роботу в циклі -  $l$ , кДж/кг, коефіцієнти корисної дії циклу, %; витрату палива на виробництво електричної енергії -  $B_{EL}$ , кг/с та теплової -  $B_T$ , кг/с, зменшення витрати палива при комбінованому виробництві енергії  $\Delta B$ , кг/с.

Вихідні дані для розрахунку наведено в табл. Д1.

### **3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ**

Курсова робота складається з таких частин:

1. Титульний аркуш (див. Додаток 1).
2. Завдання (див. Додаток 2).
3. Вступ.
4. Основна частина (поділяється на кілька розділів).
5. Висновки.
6. Список використаної літератури.
7. Додатки (у разі потреби).

Обсяг тексту курсової роботи до 25 сторінок.

Основна частина курсової роботи складається з наступних розділів:

1. Визначення ефективності роботи котельного агрегату
  - 1.1. Визначення теплоти згоряння палива.
  - 1.2. Вибір топки та втрат теплоти в КА.
  - 1.3. Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння палива.
  - 1.4. Складання теплового балансу КА.
  - 1.5. Визначення ККД котла.
  - 1.6. Визначення витрати палива.
2. Роздільний та комбінований способи виробництва електричної та теплової енергії.
  - 2.1. Визначення основних параметрів в характерних точках регенеративного циклу з відбором пари на теплофікацію.
  - 2.2. Порівняння роздільного та комбінованого способів енерговиробництва.

Пояснювальну записку до курсової роботи виконують відповідно до стандарту, що застосовується до звітів про науково-дослідні, дослідно-конструкторські і дослідно-технологічні роботи (ДСТУ 3008-95), а також міждержавного стандарту (ГОСТ 2.105-95).

## 4 ВИЗНАЧЕННЯ ККД КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ

### 4.1 Розрахунок процесів горіння палива

Паливом називаються хімічні сполуки, в результаті горіння яких виділяється теплота, яку економічно доцільно використовувати для промислових та побутових потреб.

Розрахунки по спалюванню палива виконують на підставі його елементарного складу і технічного аналізу.

Елементарний склад палива буває: органічний, сухий, робочий та горючий (табл. 1).

Таблиця 1 – Елементарний склад палива

	Паливні маси							
Позначення	C	H	O	N	S		A	W
					S <sub>op</sub> +S <sub>c</sub>	S <sub>к</sub>		
Органічна	C <sup>o</sup> + H <sup>o</sup> + O <sup>o</sup> + N <sup>o</sup> + S <sup>o</sup> =100%							
Горюча	C <sup>r</sup> + H <sup>r</sup> + O <sup>r</sup> + N <sup>r</sup> + S <sup>r</sup> =100%							
Суха	C <sup>c</sup> + H <sup>c</sup> + O <sup>c</sup> + N <sup>c</sup> + S <sup>c</sup> + A <sup>c</sup> =100%							
Робоча	C <sup>p</sup> + H <sup>p</sup> + O <sup>p</sup> + N <sup>p</sup> + S <sup>p</sup> + A <sup>p</sup> + W <sup>p</sup> =100%							

Розрахунки КА проводять за робочою масою палива. Перерахування складу з однієї маси на іншу проводиться за допомогою множників (табл. 2).

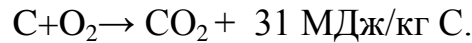
Таблиця 2 – Перерахування складу з однієї маси на іншу

Задана маса	Маса, яку шукаємо			
	органічна	горюча	суха	робоча
Органічна	1	$\frac{100-S_{л}^r}{100}$	$\frac{100-(S_{л}^r+A^c)}{100}$	$\frac{100-(S_{л}^r+A^p+W^p)}{100}$
Горюча	$\frac{100}{100-S_{л}^r}$	1	$\frac{100-A^c}{100}$	$\frac{100-(A^p+W^p)}{100}$
Суха	$\frac{100}{100-(S_{л}^r+A^c)}$	$\frac{100}{100-A^c}$	1	$\frac{100-W^p}{100}$
Робоча	$\frac{100}{100-(S_{л}^r+A^p+W^p)}$	$\frac{100}{100-(A^p+W^p)}$	$\frac{100}{100-W^p}$	1

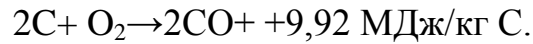


При горінні протікають наступні основні реакції:

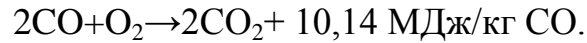
1. Вуглець до діоксиду вуглецю:



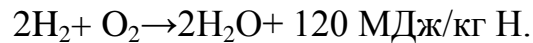
2. Вуглець до оксиду вуглецю:



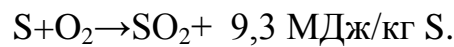
3. Оксид вуглецю до діоксиду вуглецю:



4. Водень до водяної пари:



5. Сірка до діоксиду сірки:



Топка призначена для спалювання в ній палива та передачі отриманої при цьому теплоти теплоносію, що рухається в розташованих в топці поверхнях нагрівання. Існуючі топкові пристрої можна розділити на силові, теплові та технологічні (рис.1), а теплові – на шарові і камерні.

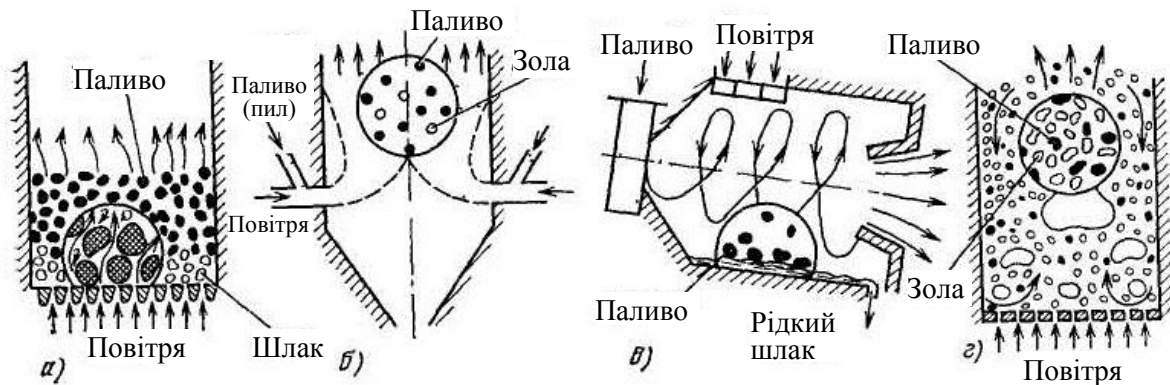
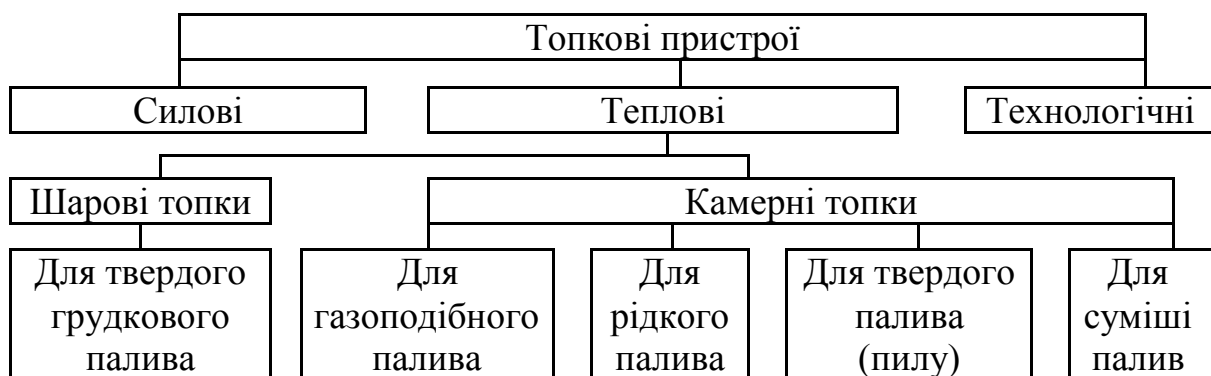


Рисунок 1 – Схеми топкових пристроїв:

а) шаровий; б) факельний; в) вихровий; г) киплячий шар.

## 4.2 Визначення теплоти згоряння палива

Розрахунок теплоти згоряння палива проводять в залежності від агрегатного стану палива для твердого та рідкого або газоподібного.

### Тверде та рідке паливо.

Для заданого виду палива визначають табличний елементарний склад його робочої маси з табл. Д2 або Д3:

$$C_T^P + H_T^P + S_{(Л)T}^P + N_T^P + O_T^P + W_T^P + A_T^P = 100\%, \quad (1)$$

де  $C_T^P$  - вуглець;  $H_T^P$  - водень;  $S_{(Л)T}^P$  - летюча сірка;  $N_T^P$  - азот;  $O_T^P$  - кисень;  $W_T^P$  - волога;  $A_T^P$  - негорючі тверді (мінеральні) домішки, що утворюють золу.

Наведений елементарний склад робочої маси може змінюватись в залежності від місця, часу та способу видобутку. Вміст води в твердому паливі і мазуті залежить від способу зберігання та транспортування, пори року, кліматичних умов, способу розігріву мазуту при зливанні і інших факторів і може змінюватись в значних межах. Цим пояснюється відмінність заданих даних вмісту води і золи від табличних (Д2, Д3).

Перерахунок табличного елементарного складу робочої маси палива з вологістю  $W_T^P$  і зольністю  $A_T^P$  на робочу масу з заданими значеннями  $W^P$  і  $A^P$  виконують для кожного компоненту за формулами, наприклад:

$$\begin{aligned} C^P &= \frac{100 - W^P - A^P}{100 - W_T^P - A_T^P} C_T^P; \\ H^P &= \frac{100 - W^P - A^P}{100 - W_T^P - A_T^P} H_T^P. \end{aligned} \quad (2)$$

Перевірка правильності перерахунку елементарного складу палива виконується підсумовуванням значень всіх компонентів палива:

$$W^P + A^P + S_{Л}^P + C^P + H^P + N^P + O^P = 100\% \quad (3)$$

Якщо сума складових робочої маси палива при перевірці відрізняється більше, ніж на 0,5%, то необхідно шукати помилку в розрахунках. У іншому випадку неув'язку необхідно віднести до більшої складової –  $C^P$ .

Розрахунок нижчої теплоти згорання палива на робочу масу виконується за формулою Менделєєва, МДж/кг:

$$Q_H^P = 0,338C^P + 1,025H^P - 0,1085(O^P - S_{\text{Л}}^P) - 0,025W^P. \quad (4)$$

Вищу теплоту згорання палива на робочу масу розраховують за формулою:

$$Q_B^P = Q_H^P + 0,225H^P + 0,025W^P = 0,338C^P + 1,25H^P - 0,1085(O^P - S_{\text{Л}}^P). \quad (5)$$

### Газоподібне паливо

З табл. Д4 виписують склад палива у відсотках за об'ємом на суху масу і визначають нижчу питому теплоту згорання сухого газу  $Q_H^C$  за рівнянням, МДж/м<sup>3</sup>:

$$Q_H^C = 0,3581 CH_4 + 0,6374 C_2H_6 + 1,135 C_3H_8 + 1,1862 C_4H_{10} + 1,461 C_5H_{12} + 0,108 H_2 + 0,1263 CO + 0,234 H_2S. \quad (6)$$

### 4.3 Вибір типу топки котельного агрегату

Вибір типу топки котельного агрегату в залежності від хімічних властивостей палива, паропроодуктивності і конструктивних особливостей котла проводиться за таблицею 3.

Таблиця 3 – Вибір типу топки котельного агрегату

Паливо	Паропродуктивність котельного агрегату, кг/с								
	0,7	1,1	1,8	2,8	4,1	5,6	6,9	9,7	більше 14
Антрацит	Топка з пневмомеханічними закидачами та нерухомою решіткою				З цепною решіткою прямого ходу		Пиловугільна		
Кам'яне вугілля					З пневмомеханічними закидачами та з цепною решіткою зворотного ходу		Пиловугільна		
Буре вугілля									
Мазут Природний газ	Камерна топка								

#### 4.4 Розрахунки теоретичних об'ємів повітря і продуктів згорання палива

В залежності від виду і маркування палива та типу топки за таблицею 4 обирають:

- коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки –  $\alpha_T$ ;
- частку золи палива, що виноситься з топки відхідними газами –  $a_{yH}$ .

**Теоретичні об'єми повітря і продуктів згорання палива** визначають в залежності від виду палива.

##### Тверде і рідке паливо

1. Теоретичний об'єм сухого повітря, необхідний для згорання 1 кг палива обчислюється за формулою, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{\text{ПОВ}}^0 = 0,0889(C^P + 0,375 S_{\text{Л}}^P) + 0,265 H^P - 0,0333 O^P; \quad (7)$$

Таблиця 4 – Характеристики топок

Тип топки	Паливо	Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки	Частка золи палива, що виноситься з газами	Втрати теплоти, %	
				Від хімічної неповноти згорання	Від механічної неповноти згорання
		$\alpha_T$	$a_{yH}$	$q_3$	$q_4$
З пневмомеханічними закидачами та нерухомою решіткою	Антрацит	1,6	0,1	0,5	14
	Кам'яне вугілля	1,4	0,15	0,5	8
	Буре вугілля	1,4	0,15	0,5	11
З цепною решіткою прямого ходу	Антрацит	1,6	0,1	0,5	10
З пневмомеханічними закидачами та з цепною решіткою прямого ходу	Кам'яне вугілля	1,3	0,2	1,5	4
	Буре вугілля	1,4	0,17	3,5	5,5

Продовження таблиці 4

З пневмомеханічними закидачами та з цепною решіткою зворотного ходу	Кам'яне вугілля	1,4	0,17	1	6,5
	Буре вугілля	1,4	0,2	1	6
Пиловугільна	Антрацитовий штиб	1,25	0,95	0	7
	Кам'яне вугілля	1,2	0,95	0,5	5
	Буре вугілля	1,2	0,95	0,5	3
Камерна	Мазут	1,15	–	0,5	0
	Природний газ				

2. Теоретичний об'єм сухих трьохатомних газів в продуктах згорання 1 кг палива, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^P + 0,375S_{II}^P). \quad (8)$$

3. Теоретичний об'єм двоатомних газів (азоту) при згоранні 1 кг палива, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{RO}^0 = V_{N_2}^0 = 0,79 V_{ПОВ}^0 + 0,008 N^P. \quad (9)$$

4. Теоретичний об'єм водяної пари, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^P + 0,0124 W^P + 0,0161 V_{ПОВ}^0. \quad (10)$$

### Газоподібне паливо.

1. Теоретичний об'єм сухого повітря, необхідний для повного згорання 1 м<sup>3</sup> палива визначають за рівнянням, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{ПОВ}^0 = 0,0478 \left[ \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 0,5 H_2 + 0,5 CO + 1,5 H_2 S - O_2 \right], \quad (11)$$

де  $m$  і  $n$  – число атомів відповідно вуглецю і водню в хімічній формулі вуглеводнів, які входять до складу даного палива.

При розрахунку в формулу вводять вміст компонентів палива у відсотках за об'ємом.

2. Теоретичний об'єм трьохатомних газів в продуктах згорання 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива визначається за формулою, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{RO_2} = 0,01 \left( \sum m C_m H_n + CO_2 + CO + H_2S \right). \quad (12)$$

3. Теоретичний об'єм азоту, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{RO}^0 = V_{N_2}^0 = 0,79 V_{ПОВ}^0 + 0,01 N_2. \quad (13)$$

4. Теоретичний об'єм водяної пари, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left( \sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2 + H_2S + 0,124 \cdot d_{ПАН} \right) + 0,0161 \cdot V_{ПОВ}^0, \quad (14)$$

де  $d_{ПАН} = 10 \cdot 10^{-3}$  кг/м<sup>3</sup> - вологовміст палива в природному газі, кг/м<sup>3</sup>.

**Дійсні об'єми продуктів згорання** розраховуються з урахуванням надлишку повітря при  $\alpha > 1$  за формулами однаковими для всіх видів палива.

Коефіцієнт надлишку повітря на виході з котла дорівнює:

$$\alpha_{ВДХ} = \alpha_T + \Delta\alpha, \quad (15)$$

де  $\Delta\alpha$  - сумарний присос повітря у газовому тракті котельного агрегату (задається в завданні).

Дійсний об'єм водяної пари у відхідних газах визначають з рівняння:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha_{ВДХ} - 1) V_{ПОВ}^0. \quad (16)$$

Сумарний об'єм продуктів згорання на виході з котельного агрегату складає:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha_{ВДХ} - 1) V_{ПОВ}^0. \quad (17)$$

**Ентальпія продуктів згорання** на виході з котельного агрегату визначається на 1 кг твердого чи рідкого палива або 1 м<sup>3</sup> сухого газоподібного палива за формулою, кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha_{ВДХ} - 1) H_{ПОВ}^0 + H_3, \quad (18)$$

де  $H_{\Gamma}^0$  - ентальпія продуктів згорання при  $\alpha_T = 1$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} (c' \vartheta_{ВДХ})_{CO_2} + V_{N_2}^0 (c' \vartheta_{ВДХ})_{N_2} + V_{H_2O}^0 (c' \vartheta_{ВДХ})_{H_2O}; \quad (19)$$

$\vartheta_{ВДХ} = t_{ВДХ}$  - температура відхідних газів, °C, у відповідності до вихідних даних;

$(c' \vartheta_{ВДХ})_{CO_2}, (c' \vartheta_{ВДХ})_{N_2}, (c' \vartheta_{ВДХ})_{H_2O}$  - середні питомі об'ємні ентальпії газів, що входять до складу продуктів згорання, обирають за таблицею 5 в залежності від температури;

$H_{ПОВ}^0$  - ентальпія теоретичного об'єму повітря при температурі  $\vartheta_{ВДХ}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{ПОВ}^0 = V_{ПОВ}^0 (c' t_{ВДХ})_{ПОВ}; \quad (20)$$

$(c' t_{ВДХ})_{ПОВ}$  - середня питома об'ємна ентальпія повітря (табл. 5);

$H_3$  - ентальпія золи у продуктах згорання, кДж/кг:

$$H_3 = \frac{A^P a_{УН}}{100} (c \vartheta_{ВДХ})_3. \quad (21)$$

Таблиця 5 – Ентальпії повітря і газів

$\vartheta$	$(c' t)_{ПОВ}$	$(c' \vartheta)_{CO_2}$	$(c' \vartheta)_{N_2}$	$(c' \vartheta)_{H_2O}$	$(c' \vartheta)_3$
°C	кДж/м <sup>3</sup>				кДж/кг
30	39				
100	132	169	130	151	81
150	199	263	195	227	135
200	266	357	260	304	169
250	334	458	326	383	217
300	403	559	395	463	264
350	472	665	459	544	312
400	542	772	527	626	360

#### 4.5 Складання теплового балансу та визначення ККД КА

Повнота використання теплоти палива в КА визначається коефіцієнтом корисної дії КА брутто -  $\eta_{KA}^{BP}$ , який є відношенням корисно використаної в КА теплоти  $Q_1$  до наявної теплоти згоряння палива  $Q_P^P$ :

$$\eta_{KA}^{BP} = \frac{Q_1}{Q_P^P} 100\%, \text{ - за прямим балансом.} \quad (22)$$

Для одержання к.к.д. складається рівняння теплового балансу КА. Тепловим балансом називається рівність між кількістю теплоти, внесеної в КА  $Q_P^P$ , і сумою корисно використаної теплоти  $Q_1$  й теплових втрат  $\sum_{i=2}^6 Q_i$ :

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = Q_1 + \sum_{i=2}^6 Q_i \quad (23)$$

Сума всіх внесених потоків називається наявною теплою.

Тепловий баланс складається на 1 кг твердого або рідкого і на 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива для сталого режиму роботи КА.

У лівій частині рівняння наявна теплота  $Q_P^P$  визначається за формулою:

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{\Phi.T.П.} + Q_{B.ПОВ} + Q_{\Phi} - Q_K, \quad (24)$$

де  $Q_H^P$  - нижча теплота згоряння робочого палива;

$Q_{\Phi.T.П.}$  - фізична теплота палива (враховується якщо паливо підігріте поза КА):

$$Q_{\Phi.T.П.} = c_{ПАН} \cdot t_{ПАН}, \quad (25)$$

де  $c_{ПАН}$  - теплоємність робочої маси палива;

$t_{ПАН}$  - температура палива на вході у топку.

При використанні мазуту його питому теплоємність визначають за формулою, кДж/(кг·°С):

$$c_M = 1,74 + 0,0025 \cdot t_M, \quad (26)$$

де  $t_M$  - температура робочої маси мазуту, яка дорівнює 110...120 °С.



$Q_{B.ПОВ}$  – теплота внесена з повітрям, підігрітим поза КА:

$$Q_{B.ПОВ} = \alpha_T \cdot V^0 \cdot c'_{ПОВ} \cdot \Delta t_{ПОВ}, \quad (27)$$

де  $c'_{ПОВ}$  - середня об'ємна теплоємність повітря при  $p=\text{const}$ ; при температурах до 300 °С приймають  $c'_{ПОВ}=1,33$  кДж/(м<sup>3</sup> К);

$\Delta t_{ПОВ} = t^F_{ПОВ} - t^X_{ПОВ}$  – різниця температур між підігрітим –  $t^F_{ПОВ}$  і холодним повітрям –  $t^X_{ПОВ}$ ;

$Q_{\Phi}$  – теплота, внесена парою, яка застосовується для розпилення мазуту:

$$Q_{\Phi} = W_{\Phi} \cdot (h_{\Phi} - 2510), \quad (28)$$

де  $h_{\Phi}$ - ентальпія пари, кДж/кг;  $W_{\Phi}$  – витрата пари на дуття або розпилення, (кг пари)/(кг мазуту);  $h_{\Phi}$ - ентальпія пари, кДж/кг, 2510 – теплота пароутворення води, кДж/кг;

$Q_K$  – теплота, що витрачається на розкладання карбонатів (при спалюванні сланців):

$$Q_K = 40,6 \cdot K \cdot (CO_2)_K^P, \quad (29)$$

де  $K$  - коефіцієнт розкладання карбонатів. При спалюванні палива в шарі приймається  $K=0,7$ , при камерному -  $K=1$ .

$(CO_2)_K^P$  - вміст двоокису вуглецю карбонатів у відсотках робочої маси палива.

В рівнянні не врахована теплота, яка вноситься в топку з гарячим повітрям, бо така ж кількість теплоти віддається продуктами згоряння в повітронагрівачі (рециркуляція теплоти).

Наявна теплота палива  $Q_P^P$  у більшості випадків приймається рівною нижчій теплоті його згоряння  $Q_P^P = Q_H^P$ . Але в ряді випадків враховуються й інші джерела надходження теплоти.

Корисно використаною теплотою -  $Q_1$  називається кількість теплоти, отримана робочим тілом (вода, пара) у КА в розрахунку на 1 кг (м<sup>3</sup>) палива, яке спалюється:

$$Q_1 = Q_{KOP} = Q_{BE} + Q_{BP} + Q_{III} + Q_{IIII} + Q_{IP} =$$

$$= \frac{D}{B} h_{III} - h_{JB}^{BX} + \frac{D_{IIII}}{B} h_{IIII}^{BIX} - h_{IIII}^{BX} + \frac{D_{IP}}{B} h_{KB} - h_{JB}^{XBO}, \quad (30)$$

де  $h_{III}$ ,  $h_{JB}^{BX}$ ,  $h_{JB}^{XBO}$ ,  $h_{KB}$  – ентальпії перегрітої пари, живильної води на вході до економайзера, живильної води на вході до барабану з ХВО, води на лінії насичення при тиску в барабані;

$h_{IIII}^{BIX}$ ;  $h_{IIII}^{BX}$  – ентальпії пари на виході і вході з проміжного перегрівача, кДж/кг;

$B$  – витрата палива, кг/с або м<sup>3</sup>/с.

Загальні втрати теплоти  $\sum_{i=2}^6 Q_i$  складаються з суми втрат теплоти (рис.2):

$Q_2$  – втрати з відхідними газами. Залежать від вологості повітря, температури точки роси і температури відхідних газів;

$Q_3$  - втрати від хімічної неповноти згоряння палива. Обумовлені неякісним сумішоутворенням, загальною нестачею повітря та низькою температурою в зоні догоряння палива;

$Q_4$  - втрати від механічного недопалу палива (для газоподібного й рідкого палива зневажають). Складається з втрат теплоти з:

- шлаками (видалення часток палива, яке не догоріло і заплавилось у шлаку) -  $Q_4^{ШЛ1}$  та  $Q_4^{ШЛ2}$ ;
- -з провалом палива під колосникові решітки  $Q_4^{PP}$ ;
- -з часточками, що виносяться з відхідними газами  $Q_4^{UH}$ ;

$Q_5$  - втрати у навколишнє середовище (від зовнішнього охолодження топки  $Q_5^T$  та конвективних поверхонь  $Q_5^K$ ). Обумовлені різницею температур зовнішньої поверхні котла та навколишнього середовища;

$Q_6$  - втрати з фізичною теплотою шлаків, що пов'язано з високою температурою шлаку у порівнянні з температурою оточуючого середовища.

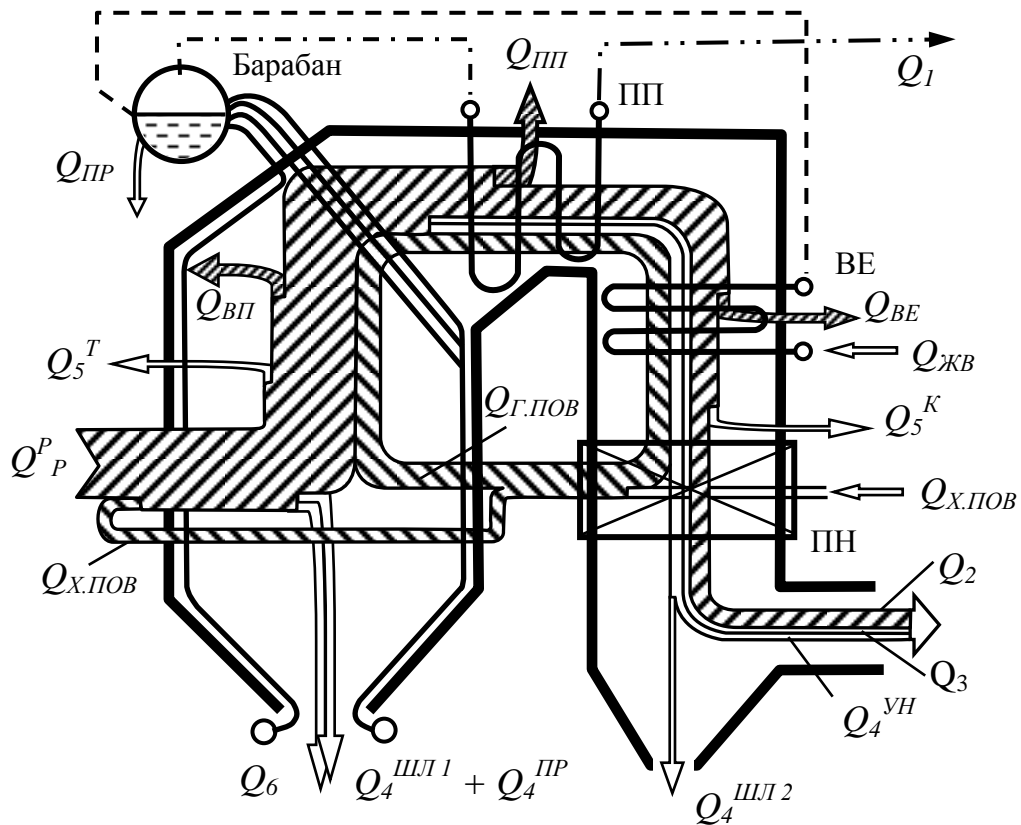


Рисунок 2 – Втрати теплоти в паровому котлоагрегаті:

Індекси: т – топка; к – конвективний газохід; ун – винесення золи; шл – шлак.

Якщо  $Q_P^P$  прийняти за 100%, то тепловий баланс:

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

можна записати у відсотках:

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (31)$$

де

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_P^P} 100\%. \quad (32)$$

Коефіцієнт корисної дії бруто можна визначити, при відомих значеннях теплових втрат котельного агрегату, тобто **методом зворотного балансу**:

$$q_1 = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i = \eta_{КА}^{БР}. \quad (33)$$

ККД нетто визначається відрахуванням із ККД бруто втрат на власні потреби:

$$\eta_{KA}^{НЕТТО} = \eta_{KA}^{БР} - \frac{Q_{ВП}}{B \cdot Q_H^P} 100\%, \quad (34)$$

де  $Q_{ВП}$  – витрата теплоти на власні потреби КА.

Визначення ККД котлоагрегату проводять за наступною методикою:

1. Розраховують наявну теплоту, віднесену до 1 кг твердого чи рідкого палива, за формулою (25). Для газоподібного палива  $Q_P^P = Q_H^C$ .

2. З таблицею 3 за паропродуктивністю котла обираємо тип топки, а з таблиці 4 значення втрат теплоти від хімічної -  $q_3$  і механічної неповноти згоряння палива -  $q_4$ . Втрати теплоти в оточуюче середовище -  $q_5$  в залежності від паропродуктивності котла визначаємо з рисунку 3. При спалюванні рідкого і газоподібного палива  $q_4=0$ .

3. Розраховуємо втрати теплоти з відхідними газами:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_P^P} 100 = \frac{(H_{Г} - \alpha_{ВІДХ} H_{Х.ПОВ}^0)(100 - q_4)}{Q_P^P}, \quad (35)$$

де  $H_{Г}$  - ентальпія відхідних газів;

$H_{Х.ПОВ}^0$  - ентальпія холодного повітря при  $t_{Х.ПОВ}$ , кДж/кг (кДж/м<sup>3</sup>):

$$H_{Х.ПОВ}^0 = V_{ПОВ}^0 (c' t_{Х.ПОВ})_{ПОВ}, \quad (36)$$

де  $(c' t_{Х.ПОВ})_{ПОВ}$  - ентальпія повітря при температурі  $t_{Х.ПОВ} = 30^\circ \text{C}$ .

4. Визначаємо втрати теплоти з фізичною теплотою шлаків, які видаляються з топки, %:

$$q_6 = \frac{a_{ШЛ} (c_{\vartheta})_{ШЛ} A^P}{Q_P^P}, \quad (37)$$

де  $a_{ШЛ} = 1 - a_{УН}$  - частка золи палива в шлаку;

$(c_{\vartheta})_{ШЛ}$  - питома ентальпія шлаків при температурі шлаків  $\vartheta$ . Приймаємо при  $\vartheta = 600^\circ \text{C}$  і сухому шлаковидаленні  $(c_{\vartheta})_{ШЛ} = 560$ , кДж/кг.

Результати розрахунків всіх складових теплового балансу котлоагрегату заносять в таблиці 6 і визначають:

- абсолютні теплові втрати і корисно використану теплоту;
- загальні теплові втрати;
- ККД котлоагрегату за зворотним і прямим балансами.

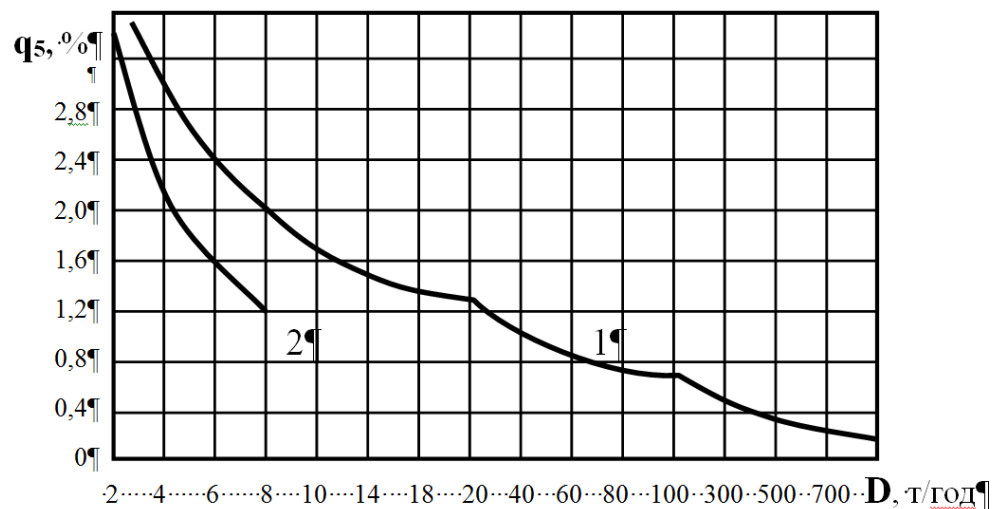


Рисунок 3 – Втрати теплоти в оточуюче середовище в залежності від його паропродуктивності:

- 1 – котел з водяним економайзером чи повітрянагрівачем;
- 2 – котел без водяного економайзера чи повітрянагрівача.

#### 4.6 Визначення витрати палива

Визначаємо дійсну витрату палива, що подається у топку котлоагрегату за формулою, кг/с:

$$B = \frac{\left[ D(h_{III} - h_{ж.в}) + D_{III} (h_{III}^{ВХ} - h_{III}^{ВХ}) + D_{II} (h_{к.в} - h_{ж.в}^{XBO}) \right] 100}{Q_P^P \eta_{II}^{BP}} = \frac{D \left[ (h_{III} - h_{ж.в}) + g (h_{III}^{ВХ} - h_{III}^{ВХ}) + \beta (h_{к.в} - h_{ж.в}^{XBO}) \right] 100}{Q_P^P \eta_{II}^{BP}}, \quad (38)$$

де  $D$  – паропродуктивність котлоагрегату, кг/с;

$h_{III}$  – ентальпія перегрітої пари при тиску і температурі на виході з пароперегрівача кДж/кг;  $h_{ж.в}$  – ентальпія живильної води на вході в КА;  $h_{к.в}$  – ентальпія води при температурі кипіння і тиску в барабані парового котла кДж/кг;  $h_{ж.в}^{XBO}$  – ентальпія живильної води з системи хімводоочищення;

$D_{IIIPI}$  – витрата перегрітої пари на проміжний пароперегрівач, кг/с;

$g = \frac{D_{IIIPI}}{D}$  – відношення витрати пари в проміжному пароперегрівачі до її

витрати в основному пароперегрівачі;

$D_{IIIP}$  – витрата котлової води на продувку парового котла, кг/с, (враховується при коефіцієнті продувки  $\beta > 2\%$ );

$\beta = \frac{D_{IIIP}}{D} 100$  – коефіцієнт продувки, %.

Таблиця 6 – Тепловий баланс котельного агрегату

№	Величина	Тепловий баланс			
		Позначення	Значення, %	Формула	Значення, кДж/кг
1	Наявна теплота	$Q_P^P$	—	—	
2	Втрати теплоти з відхідними газами	$q_2$		$Q_2 = \frac{q_2 Q_P^P}{100}$	
3	Втрати теплоти від хім. неповноти згорання	$q_3$		$Q_3 = \frac{q_3 Q_P^P}{100}$	
4	Втрати теплоти від мех. неповноти згорання	$q_4$		$Q_4 = \frac{q_4 Q_P^P}{100}$	
5	Втрати теплоти в навколишнє середовище	$q_5$		$Q_5 = \frac{q_5 Q_P^P}{100}$	
6	Втрати теплоти з фізичною тепловою шлаків	$q_6$		$Q_6 = \frac{q_6 Q_P^P}{100}$	
7	Загальні втрати теплоти	$\sum_{i=2}^6 q_i$		$\sum_{i=2}^6 Q_i$	
8	Корисна теплота, що використовується	$q_1 = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i$		$Q_1 = Q_P^P - \sum_{i=2}^6 Q_i$	
9	ККД КА	$\eta_{KA}^{BP} = q_1$		$\eta_{KA}^{BP} = \frac{Q_1}{Q_P^P} 100$	

Втратами теплоти при транспортуванні пари трубопроводами між котельною та машинним залом нехтуємо.

Для порівняння між собою різних видів палива користуються поняттям «умовного палива», питома теплота згоряння якого прийнята рівною  $Q_{\text{ум}} = 29,3 \text{ МДж/кг (7000 ккал/кг)}$ .

Визначаємо витрати умовного палива, кг/с:

$$B_{\text{ум}} = E \cdot B, \quad (39)$$

де  $E$  – тепловий еквівалент палива;

$$E = \frac{Q_H^P}{Q_{\text{ум}}} = \frac{Q_H^P}{29,3}. \quad (40)$$

## **5 РОЗДІЛЬНИЙ ТА КОМБІНОВАНИЙ СПОСОБИ ВИРОБНИЦТВА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ТА ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ**

На конденсаційних електричних станціях (КЕС) електрична енергія виробляється на базі конденсаційних турбін типу К різними способами [1-7]:

- конденсаційним (цикл Ренкіна, цикл з проміжним перегрівом пари);
- конденсаційним і комбінованим на базі регенеративного підігріву конденсату (регенеративний цикл).

Цикли з проміжним перегрівом пари (при правильному виборі параметрів пари в проміжному пароперегрівачі), регенеративний та їх поєднання мають більш високі ККД, ніж цикл Ренкіна.

На теплоелектроцентралях (ТЕЦ) електрична енергія виробляється на базі теплофікаційних турбін: типу Т і П з конденсатором або типу Р з протитиском (тепловим споживачем). При цьому пара з відборів турбін типу Т та П може направлятися на виробництво теплової енергії [1-6].

При комбінованому способі на ТЕЦ теплову енергію отримують за рахунок використання пари, яка частково або повністю відпрацювала в турбіні, тобто пари, яка використовувалась для виробництва електричної енергії.

Теплофікація може давати істотну економічну енергію у порівнянні з роздільним тепловим та електричним виробництвом, при якому електроенергія виробляється силових установках КЕС, а теплота у спеціальних котельнях.

Питома витрата палива для одержання теплоти в окремих котельнях вища, ніж на теплоелектроцентралях, де виробництво теплоти відбувається на більш досконалому енергетичному обладнанні з високими параметрами пари, що дозволяє підвищити термічний ККД теплового циклу.

Крім економії палива, правильно запроектовані ТЕЦ дають економію і інших витрат, головним чином при їх капітальному будівництві.

Розглянемо принципову теплову схему ТЕЦ (рис. 4) з відбором пари на тепlopостачання з трициліндровою теплофікаційною турбіною типу Т.



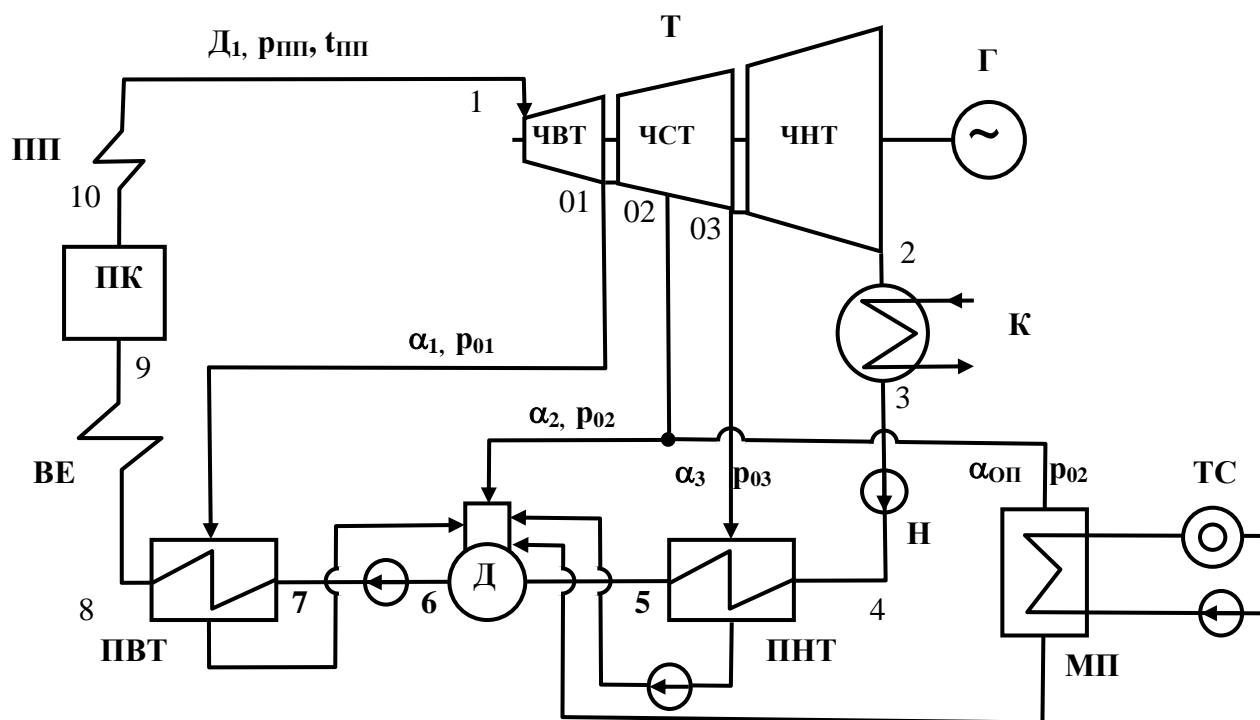


Рисунок 4 – Принципова теплова схема ТЕЦ з відбором пари на систему теплопостачання:

ПК – паровий котел; ПП- пароперегрівач; ВЕ- водяний економайзер;  
 Т – турбіна; ЧВТ – частина високого тиску; ЧСТ – частина середнього тиску;  
 ЧНТ – частина низького тиску; К – конденсатор; Г – електрогенератор;  
 Н – насос; ПНТ- поверхневий підігрівач низького тиску; Д – деаератор;  
 ПВТ – поверхневий підігрівач високого тиску; МП – мережевий підігрівач;  
 ТС – тепловий споживач.

Отримана в котлі перегріта пара надходить до частини високого тиску – ЧВТ турбіни, де виконує роботу. Далі частка пари прямує у поверхневий підігрівач живильної води низького тиску – ПНТ. Інша частина пари надходить в частину середнього тиску – ЧСТ, з якої частково відбирається пара на деаератор – Д, мережевий підігрівач – МП та поверхневий підігрівач живильної води низького тиску – ПНТ. Після виконання роботи у ЧСТ пара надходить у частину низького тиску - ЧНТ турбіни, де виконує додаткову механічну роботу - обертання ротора, яка перетворюються електрогенератором - Г в електричну енергію.

Пара, яка відпрацювала у ЧНТ турбіни, надходить у конденсатор - К, де відбувається її конденсація за рахунок охолодження циркуляційної водою. Далі конденсат насосом подається у ПНТ, де підігрівається за рахунок пари, яка надходить

з відбору 03 турбіни, потім в деаератор – Д, де за рахунок підігріву води парою з відбору 02 відбувається видалення з конденсату розчинених в ньому агресивних газів (кисню і вуглекислоти) з метою зменшення корозії обладнання. Після деаератора живильна вода насосом подається у ПВТ, підігрівається парою з відбору 01 і поступає у водяний економайзер котла.

Для передачі теплоти споживачу використовується поверхневий мережевий підігрівач.

Конденсат з ПВТ, ПНТ та МП повертається у змішувальний деаератор.

### **5.1 Визначення основних параметрів робочого тіла в характерних точках регенеративного циклу з відбором пари на теплофікацію**

Для визначення характеристик роботи установки необхідно знати параметри робочого тіла у характерних точках циклу зображеного на рисунку 5.

За відомими значеннями тиску -  $p_1$  і температури  $t_1$  визначаємо параметри в точці 1, використовуючи  $h - s$  діаграму (рис. 5):

$$(h_1, s_1) = f(p_1, t_1).$$

Для визначення параметрів в точках циклу можна використовувати комп'ютерну програму “HS-diagram v.2.01” [7] або  $h-s$  діаграму (додаток 3) та таблиці води та водяної пари [8].

В адіабатному процесі розширення пари в турбіні знаходимо значення ентальпій в точках 01, 02, 03 на перетині  $s_1 = \text{const}$  та відповідних тисків  $p_{01}, p_{02}, p_{03}$ :

$$h_{01} = f(p_{01}, s_1);$$

$$h_{02} = f(p_{02}, s_1);$$

$$h_{03} = f(p_{03}, s_1).$$

Вважаючи процес розширення пари в турбіні адіабатним, знаходимо точку 2 на перетині лінії  $s_1 = \text{const}$  з лінією тиску в конденсаторі  $p_K = \text{const}$  та визначаємо параметри робочого тіла на виході з турбіни (на вході в конденсатор):

$$h_2 = f(p_K, s_2 = s_1).$$

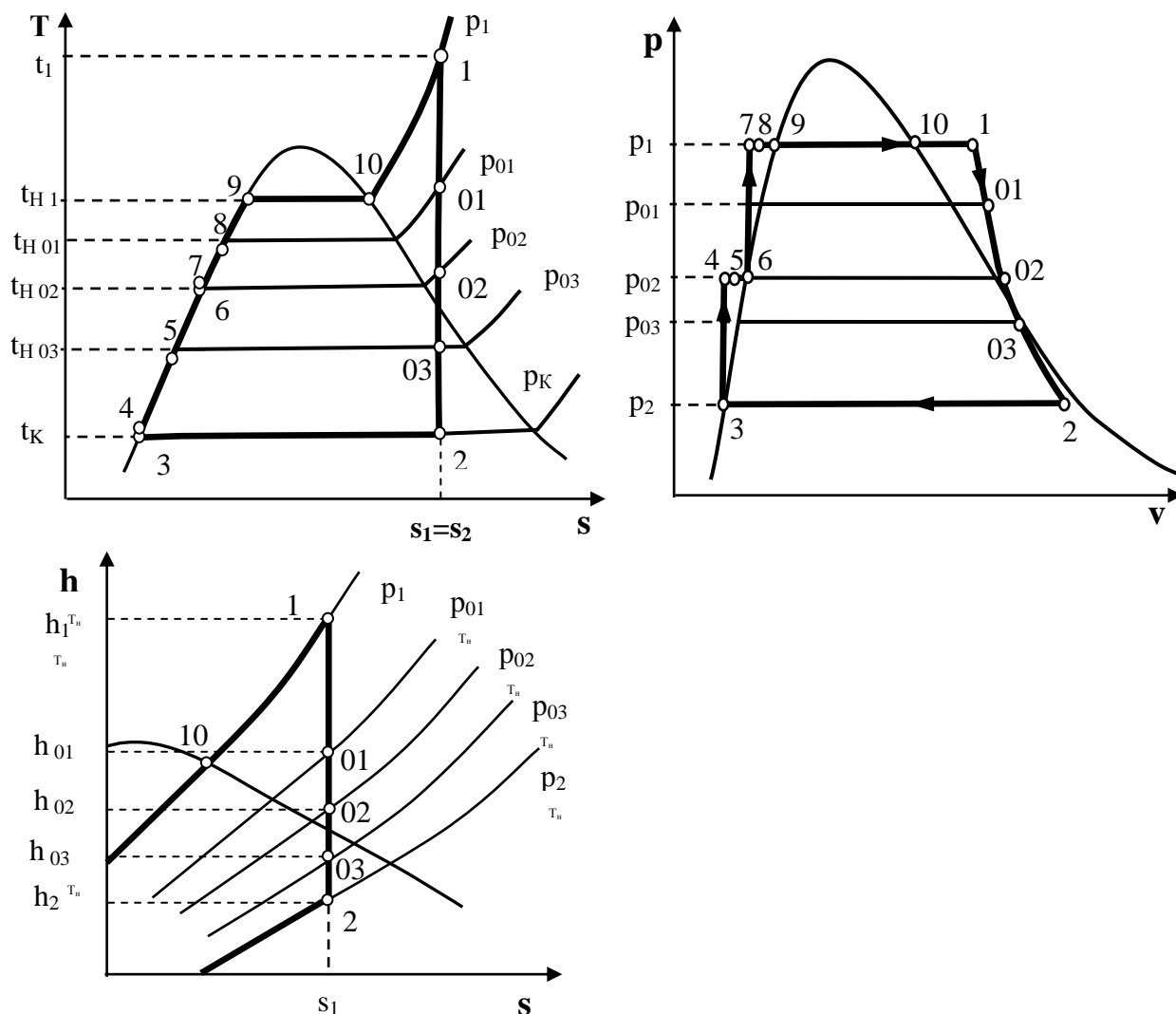


Рисунок 5 – Регенеративний цикл паротурбінної установки в T-s, p-v та h-s діаграмах

Тиск пари в конденсаторі  $p_K$  визначаємо з таблиці [8] при заданій температурі конденсату  $t_K$ . Програма [7] дозволяє визначати ентальпію пари на виході з турбіни -  $h_2$  за температурою  $t_K$ .

За відомим тиском в конденсаторі  $p_2$  визначаємо параметри в точці 3 (див. рис.10) за таблицею [10] або з рівняння (при малих тисках):

$$(h_3, s_3) = (h'_3, s'_3) = f(p_K), \quad h_3 = h'_2 = c_p \cdot t_K = 4,19 \cdot t_K, \text{ кДж/кг},$$

де  $c_p$  – середня масова ізобарна теплоємність води, кДж/(кг·К).

Вважаємо, що робота насосу (процес 3-4) дорівнює нулю, а ККД -  $\eta^H = 1$ , тоді:

$$h_4 \approx h_3 = h'_2. \quad (41)$$

В регенеративних підігрівачах поверхневого типу вода не нагрівається до температури насичення. Недогрів до температури насичення -  $\theta$  в них становить 1–5 °С. Температура основного конденсату на виході з ПНТ дорівнює:

$$t_5 = t_{H\ 03} - \theta = t_{H\ 03} - 2, \text{ } ^\circ\text{C},$$

де  $t_{H\ 03}$  – температура води на лінії насичення при тиску  $p_{03}$ .

Ентальпію в точці 5 знаходять за таблицею [9] або за рівнянням:

$$h_5 = c_p \cdot t_5, \text{ кДж/кг}.$$

У регенеративних підігрівачах змішувального типу вода нагрівається до температури насичення і відповідно параметри в точці 6 дорівнюють:

$$t_6 = t_{H\ 02}, \quad h_6 = h'_{02}.$$

Вважаємо, що робота насосу (процес 6-7) дорівнює нулю, а ККД -  $\eta^H = 1$ , тоді:

$$h_7 \approx h_6 = h'_{02}.$$

Регенеративний підігрівач ПВТ поверхневого типу, тому в точці 8 параметри дорівнюють:

$$t_8 = t_{H\ 01} - \theta = t_{H\ 01} - 2, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad h_8 = c_p \cdot t_8, \text{ кДж/кг}.$$

Параметри точок 9 та 10 визначаємо за таблицею [10] за тиском пари перед турбіною  $p_1$ :

$$(h_9, s_9) = (h'_9, s'_9) = f(p_1), \quad (h_{10}, s_{10}) = (h''_{10}, s''_{10}) = f(p_1).$$

Визначені параметри робочого тіла заносимо в таблицю 7.

Таблиця 7 – Параметри робочого тіла в характерних точках циклу

	Номера точок на діаграмі												
Параметри	1	01	02	03	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p, МПа													
t, °C													
h, кДж/кг													
s, кДж/кг·К													

Оскільки процеси підведення 8-1 і відведення теплоти 2-3 відбуваються при  $p = \text{const}$ , то кількість теплоти, яка підведена до робочого тіла в котельному агрегаті (КА) дорівнює:

$$q_1 = h_1 - h_8, \quad (42)$$

а відведена теплота з урахуванням відборів пари з турбіни на ПВТ, деаератор, ПНТ та теплопостачання буде дорівнювати:

$$q_2 = (h_2 - h_3) \cdot (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{OP}) \quad (43)$$

Робота пари, яка виконується в турбіні, повинна визначатися в залежності від кількості відібраної пари в  $i$ -ому відборі  $D_{0i}$  на регенеративні підігрівачі та  $D_{OP}$  - на теплопостачання:

- до першого відбору розширюється і виконує роботу 1 кг пари:

$$l_1 = h_1 - h_{01}; \quad (44)$$

- між першим і другим –  $(1 - \alpha_1)$  кг пари:

$$l_2 = (h_{01} - h_{02})(1 - \alpha_1), \quad (45)$$

де  $\alpha_1 = D_{01}/D$  – частка пари, що йде з першого відбору турбіни в підігрівач ПВТ;

- між другим і третім –  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_T)$  кг пари:

$$l_3 = (h_{02} - h_{03})(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP}), \quad (46)$$

де  $\alpha_2 = D_{02}/D$  - частка пари, що йде з другого відбору турбіни в підігрівач - деаератор;

$\alpha_{OP} = D_{OP}/D$  - частка пари, що йде з другого відбору турбіни в мережевий підігрівач МП для теплопостачання;

- між третім відбором і конденсатором –  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP} - \alpha_3)$  кг пари:

$$l_4 = (h_{03} - h_2)(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP} - \alpha_3), \quad (47)$$

де  $\alpha_3 = D_{03}/D$  - частка пари, що йде з третього відбору турбіни в підігрівач ПНТ.

У випадку іншої кількості відборів складаються аналогічні рівняння для кожної частини турбіни.

Загальна робота, яка виконана в циклі дорівнює:

$$\begin{aligned} l &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 = h_1 - h_{01} + (h_{01} - h_{02})(1 - \alpha_1) + \\ &+ (h_{02} - h_{03})(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP}) + (h_{03} - h_2)(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP} - \alpha_3) = \\ &= (h_1 - h_2) - \alpha_1(h_{01} - h_2) - (\alpha_2 + \alpha_{OP}) \cdot (h_{02} - h_2) - \alpha_3(h_{03} - h_2) \end{aligned} \quad (48)$$

Частку пари, що йде з турбіни у підігрівач, визначають з теплового балансу регенеративних теплообмінників (рис. 6). Розрахунки проводимо за спрощеною методикою без врахування змін ентальпії в насосах:

$$h_7 = h_6 = h'_{02}, h_4 = h_3.$$

Схема теплових потоків на вході і виході з підігрівачі наведено на рис. 11.

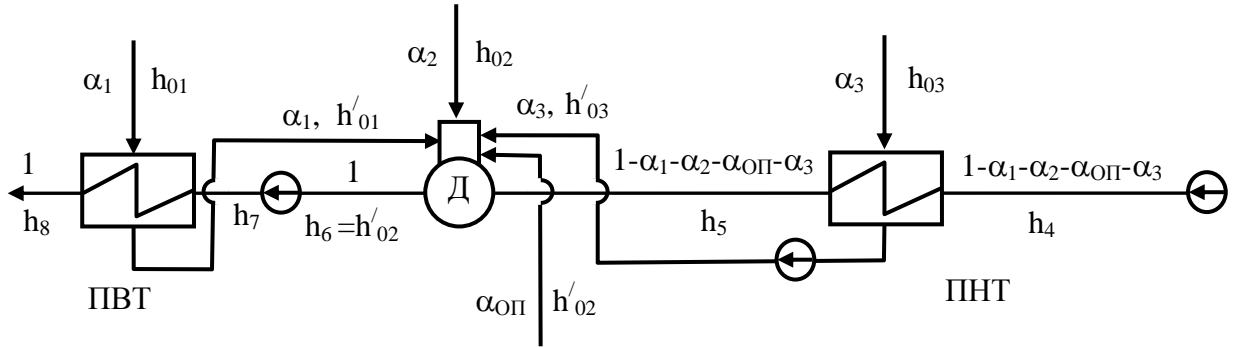


Рисунок 6 – Тепловий баланс підігрівачів живильної води

З рисунку маємо:

$$\begin{cases} h_8 = \alpha_1 \cdot h_{01} + h_7 - \alpha_1 \cdot h'_{01} \\ h_6 = \alpha_2 \cdot h_{02} + \alpha_1 \cdot h'_{01} + \alpha_3 \cdot h'_{03} + \alpha_{OP} \cdot h'_{02} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{OP}) \cdot h_5 \\ (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{OP}) \cdot h_5 + \alpha_3 \cdot h'_{03} = \alpha_3 \cdot h_{03} + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{OP}) \cdot h_4 \end{cases} \quad (49)$$

$$\alpha_1 = \frac{h_8 - h_7}{h_{01} - h'_{01}} = \frac{h_8 - h'_{02}}{h_{01} - h'_{01}}; \quad (50)$$

$$\alpha_2 = \frac{(h'_{02} - h_5) - \alpha_1 (h'_{01} - h_5) - \alpha_{OP} (h'_{02} - h_5) - \alpha_3 (h'_{03} - h_5)}{h_{02} - h_5}; \quad (51)$$

$$\alpha_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{OP}) \frac{h_5 - h_3}{(h_{03} - h'_{03}) - (h_5 - h_3)}. \quad (52)$$

Частка пари  $\alpha_{OP}$  на тепlopостачання розраховується з рівняння теплового балансу мережевого підігрівача (рис. 7):

$$Q_{ВД} = \alpha_{OP} D (h_{02} - h'_{02}),$$

$$\alpha_{OP} = \frac{Q_{BID}}{D(h_{02} - h'_{02})} = \frac{G_M(h_{ПВ} - h_{ЗВ})}{D(h_{02} - h'_{02})} \quad (53)$$

де  $h_{ПВ}$  та  $h_{ЗВ}$  – ентальпія мережевої води у прямому та зворотному трубопроводі теплової мережі, кДж/кг;  $G_M$  – витрата мережевої води, кг/с;  $Q_{BID}$  – теплове навантаження на мережевий підігрівач (відпущена теплота на теплофікацію з відбору турбіни 02), Вт.

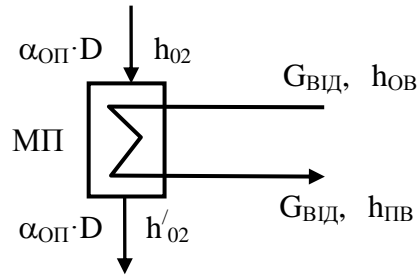


Рисунок 7 – Тепловий баланс мережевого підігрівача

Для визначення часток пари, що йдуть з турбіни у відповідні підігрівачі:  $\alpha_1, \alpha_2$  і  $\alpha_3$  розв’язуємо систему рівнянь (50-52) з врахуванням значення  $\alpha_{OP}$ .

Для оборотних процесів теоретична потужність ідеальної турбіни, кВт:

$$N_0 = D \cdot l. \quad (54)$$

Необоротні втрати в елементах і вузлах установки враховується введенням відповідних ККД, тоді електрична потужність може бути розрахована, кВт:

$$N_{EL} = N_0 \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г} = D \cdot l \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г}, \quad (55)$$

де  $\eta_{0i}$  - внутрішній відносний ККД турбіни, який характеризує роботу проточної частини турбіни (технічна частина турбіни) і враховує всі внутрішні втрати, які мають місце в турбіні;

$\eta_M$  - механічний ККД, враховує втрати на тертя в підшипниках та муфтовому з’єднанні;

$\eta_{Г}$  - ККД електрогенератора, враховує втрати в електрогенераторі.

Визначаємо витрату палива, що подається у топку котлоагрегату за формулою, кг/с:

$$B = \frac{D \left[ (h_1 - h_8) + \beta (h_9 - h_{\text{Ж.В}}^{\text{XBO}}) \right] 100}{Q_P^P \eta_{\text{ПГ}}^{\text{БР}} \eta_{\text{ТР}}}, \quad (56)$$

де  $h_{\text{Ж.В}}^{\text{XBO}}$  - ентальпія живильної води з хімводоочищення. Приймаємо  $h_{\text{Ж.В}}^{\text{XBO}} = 120 \text{ кДж} / \text{кг}$ .

Витрата палива  $B_{\text{T}}$  на виробництво теплової енергії на тепlopостачання, кг/с:

$$B_{\text{T}} = \frac{Q_{\text{ВІД}}}{Q_H^P \cdot \eta_{\text{ПГ}}^{\text{БР}}}. \quad (57)$$

Витрата палива  $B_{\text{ЕЛ}}$  на виробництво електричної енергії :

$$B_{\text{ЕЛ}} = B - B_{\text{T}}. \quad (58)$$

Питома витрата палива на виробництво 1 ГДж теплоти, кг/ГДж:

$$b_{\text{ТЕЦ}}^{\text{T}} = \frac{B_{\text{T}}}{Q_{\text{ВІД}}} = \frac{1}{Q_H^P \cdot \eta_{\text{ПГ}}^{\text{БР}}} \left[ \frac{\text{кг палива}}{\text{ГДж}} \right]. \quad (59)$$

Питома витрата палива на виробництво 1 кВт·год електроенергії, кг/кВт·год:

$$b_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}} = \frac{B_{\text{ЕЛ}}}{W_{\text{ВІР}}} = \frac{3600}{Q_H^P \cdot \eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}}} \left[ \frac{\text{кг палива}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right], \quad (60)$$

де  $\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}}$  - коефіцієнт корисної дії електричної станції знаходять з рівняння:

$$\eta_{\text{ТЕЦ}}^{\text{ЕЛ}} = \eta_{\text{КА}}^{\text{БР}} \cdot \eta_t \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}. \quad (61)$$

Термічний ККД:

$$\eta_t = \frac{D \cdot l}{Q_H^P \cdot B_{\text{ЕЛ}}}. \quad (62)$$

Питома витрата пари:

$$d = \frac{D}{N_{\text{ЕЛ}}} = \frac{3600}{l \cdot \eta_{\text{О ЕЛ}}} \left[ \frac{\text{кг пари}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right], \quad (63)$$

де  $\eta_{\text{О ЕЛ}}$  - відносний електричний ККД:

$$\eta_{\text{О ЕЛ}} = \eta_{0i} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}. \quad (64)$$



## 5.2 Порівняння роздільного та комбінованого способів енерговиробництва

Збільшення частки виробництва електроенергії на тепловому споживанні від загального скорочує конденсаційне вироблення електроенергії і підвищує економічність електростанції за рахунок зменшення втрат теплоти в конденсаторі. Їх чисельні значення знаходяться в межах  $50 \div 180$  кВт·год/ГДж і зростають з підвищенням початкових параметрів пари і зниженням параметрів пари у відборах.

Для визначення економії палива при комбінованому способі енерговиробництва у порівнянні з роздільним (рис. 13) виконуємо розрахунки за технічними характеристиками парового котла.

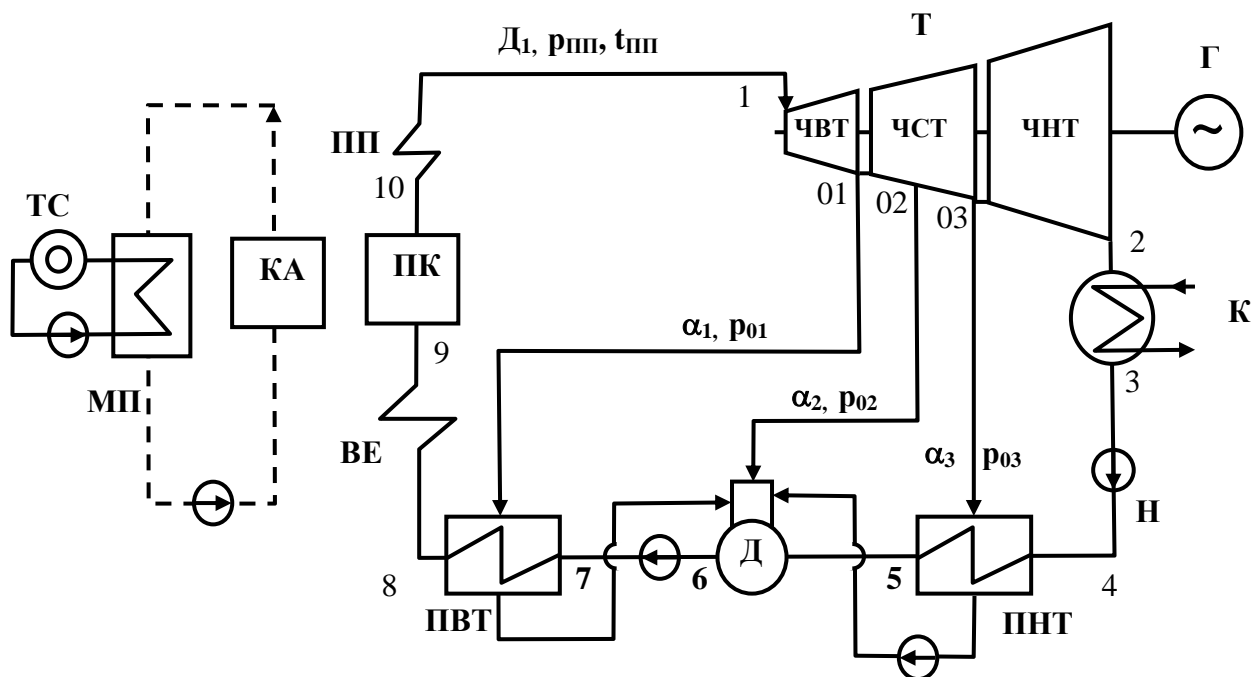


Рисунок 8 – Принципова теплова схема КЕС з котельним агрегатом - КА для теплопостачання (позначення див. рис. 4)

При роздільному відпуску теплової та електричної енергії зовнішнім споживачам пара відпускається безпосередньо з котельні ТЕЦ. Це вимагатиме збільшення витрати пари з котельні ( $\Delta D_{\text{КОТ}}^T$ ) в кількості еквівалентній теплоті пари на теплопостачання:

$$\Delta D_{\text{кот}}^T (h_1 - h'_{02}) = D_{\text{оп}} (h_{02} - h'_{02}),$$

$$\Delta D_{\text{кот}}^T = D_{\text{оп}} \frac{(h_{02} - h'_{02})}{(h_1 - h'_{02})}, \quad (65)$$

де  $h_1, h'_{02}$  - ентальпія пари на виході з котла та конденсату, який повертається з мережевого підігрівача.

Відношення різниці ентальпій в рівнянні (65) показує, у скільки разів збільшення витрати пари з котельні менше витрати пари з відбору турбіни для отримання однакової кількості теплоти, яка відпускається на опалення (пара з котельні має більш високий потенціал, ніж пара, яка відбирається з турбіни).

При роздільному відпуску теплової та електричної енергій і збереженням турбогенератором незмінного виробництва електроенергії зменшується витрата пари з котельної  $\Delta D_{\text{кот}}^{\text{ел}} = D_{\text{оп}} - D_{\text{кон}}^{\text{ел}}$  на турбіну, тому що в турбіні відключається відбір на теплопостачання (витрата пари  $D_{\text{оп}}$ , яка раніше відбиралась з турбіни), а пара  $D_{\text{кон}}^{\text{ел}}$  в повній мірі спрацьовує свій потенціал в конденсаційному потоці при меншій витраті для покриття того ж електричного виробництва:

$$D_{\text{кон}}^{\text{ел}} (h_1 - h_2) = D_{\text{оп}} (h_1 - h_{02}),$$

з урахуванням:

$$\Delta D_{\text{кот}}^{\text{ел}} = D_{\text{оп}} - D_{\text{кон}}^{\text{ел}}$$

$$(D_{\text{оп}} - \Delta D_{\text{кот}}^{\text{ел}})(h_1 - h_2) = D_{\text{оп}} (h_1 - h_{02}),$$

або:

$$\Delta D_{\text{кот}}^{\text{ел}} = D_{\text{оп}} \frac{(h_{02} - h_2)}{(h_1 - h_2)} \quad (66)$$

Збільшення виробництва пари  $\Delta D_{\text{кот}}$  в котельній ТЕЦ внаслідок роздільного відпуску теплової і електричної енергій визначається за різницею:

$$\Delta D_{\text{кот}} = \Delta D_{\text{кот}}^{\text{оп}} - \Delta D_{\text{кот}}^{\text{ел}}.$$

$$\begin{aligned}\Delta D_{\text{кот}} &= D_{\text{оп}} \frac{(h_{02} - h'_{02})}{(h_1 - h'_{02})} - D_{\text{оп}} \frac{(h_{02} - h_2)}{(h_1 - h_2)} = D_{\text{оп}} \left( \frac{(h_{02} - h'_{02})}{(h_1 - h'_{02})} - \frac{(h_{02} - h_2)}{(h_1 - h_2)} \right) = \\ &= D_{\text{оп}} \left( \frac{(h_{02} - h'_{02})}{(h_1 - h'_{02})} - y_{\text{оп}} \right),\end{aligned}\quad (67)$$

де  $y_{\text{оп}}$  - коефіцієнт недовиробітку потужності парою опалювального відбору визначається з виразу:

$$y_{\text{оп}} = \frac{(h_{02} - h_2)}{(h_1 - h_2)} \quad (68)$$

де  $h_{02}$ ,  $h_2$  - ентальпії пари, відповідно, в опалювальному відборі і пари, яка надходить в конденсатор.

Комбіноване виробництво теплової та електричної енергії у порівнянні з роздільним виключає перевитрату пари з котельні  $\Delta D_{\text{кот}}$ , що призводить до відповідної економії використаного палива:

$$\Delta B = \Delta D_{\text{кот}} \frac{(h_1 - h'_{02})}{Q_P^P \cdot \eta_{\text{КА}}^{\text{БР}}}.$$

Термічний ККД циклу Ренкіна при однакових початкових умовах ( $p_1$ ,  $t_1$ ,  $p_K$ ), визначаємо за рівнянням:

$$\eta_t^P = \frac{l^P}{q_1} = \frac{q_1^P - q_2^P}{q_1}, \quad (69)$$

де:  $q_1^P = h_1 - h'_2$  - підведена теплота,  $q_2^P = h_2 - h'_2$  - відведена теплота.

Термічний ККД регенеративного циклу без теплофікації на КЕС (рис. 9), яка працює при тих самих значеннях  $p_1$ ,  $t_1$ ,  $p_K$  і температурою живильної води перед водяним економайзером (точка 8 рис. 9) можна визначити за рівнянням:

$$\eta_t^{\text{PEG}} = \frac{l_1^{\text{PEG}}}{q_1^{\text{PEG}}} = \frac{q_1^{\text{PEG}} - q_2^{\text{PEG}}}{q_1^{\text{PEG}}}, \quad (70)$$

де:  $q_1^{\text{PEG}} = h_1 - h_8$  - підведена теплота,  $q_2^{\text{PEG}} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_2 - h'_2)$  - відведена теплота.

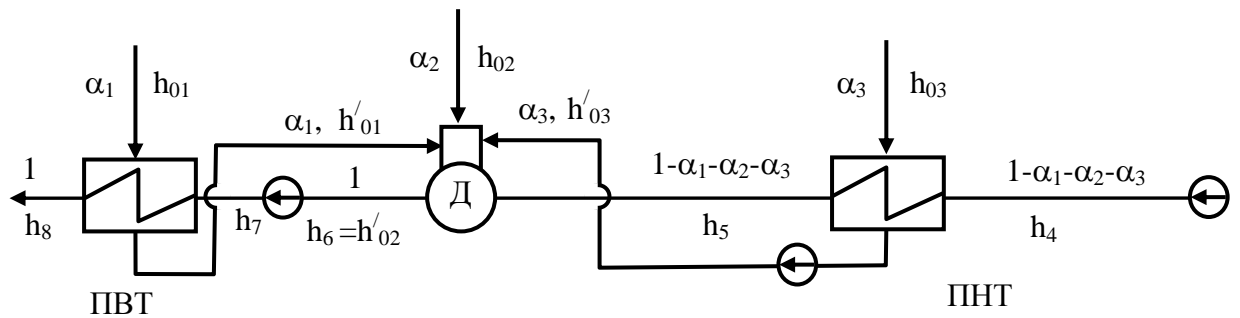


Рисунок 9 – Тепловий баланс підігрівачів живильної води на КЕС

Значення частки пари  $\alpha_i$  з відбору турбіни на регенеративний підігрівач КЕС (рис. 9) визначають за рівняннями:

$$\alpha_1 = \frac{h_8 - h'_{02}}{h_{01} - h'_{01}};$$

$$\alpha_2 = \frac{(h'_{02} - h_5) - \alpha_1(h'_{01} - h_5) - \alpha_3(h'_{03} - h_5)}{h_{02} - h_5};$$

$$\alpha_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \frac{h_5 - h_3}{(h_{03} - h'_{03}) - (h_5 - h_3)}.$$
(71)

ККД циклу парової турбіни не дає повної уяви про роботу ТЕЦ.

Характеристикою комбінованого процесу енерговиробництва є **коефіцієнт використання теплоти** – це відношення суми виробленої електричної енергії -  $W_{ВИР}$  і відпущеної теплової енергії  $Q_{ВИД}$  до енергії, яка вноситься з паливом:

$$\eta_{\text{вик. тепл.}} = \frac{W_{ВИР} + Q_{ВИД}}{BQ_P^P}.$$
(72)

## ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

За результатами розрахунків зробити висновки про вплив різних факторів на роботу ТЕЦ у порівнянні з КЕС.

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шкляр В.І. Джерела енергії: підручник / В.І. Шкляр, В.В. Дубровська – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 337 с.
2. Драганов Б. Х. Теплотехніка : підручник /Б. Х. Драганов, А. А. Долінський, А. В. Міщенко, Є. М. Письменний. – Київ: «ІНКОС», 2005. – 504 с.
3. Теплотехника: Учебник для вузов /А.М. Архаров, И.А. Архаров В.М. Афанасьев и др. / Под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. –712с.
4. Кудинов А.А. Тепловые электрические станции. Учебное пособие. – Самара, 2005. – 163 с.
5. А.А. Александров Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. – М.: Издательство МЭИ, 2004. 158 с.
6. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. –М.: Издательство МЭИ, 2001. –472 с.
7. <http://neurothermal.narod.ru/diagramHS.htm>
8. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергоатомиздат, 1984, –80 с.

## ДОДАТКИ

Додаток 1. Зразок «Титульної сторінки»

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Інститут енергозбереження та енергоменеджменту  
Кафедра Теплотехніки та енергозбереження**

## КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни «Енергетичні системи та комплекси»  
(назва дисципліни)

на тему: «Визначення економії палива при комбінованому  
виробництві енергії у порівнянні з роздільним»

Студент (ка) 2 курсу ОПП «Бакалавр»  
групи ОТ -81  
зі спеціальності  
144 «Теплоенергетика»

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник: доцент, к.т.н., доцент Шкляр В.І.  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

Оцінка \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_

Члени комісії: \_\_\_\_\_  
(підпис)

доцент, к.т.н., доцент Дубровська В.В.  
(посада, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Київ - 2020 рік

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»  
Інститут енергозбереження та енергоменеджменту  
Кафедра Теплотехніки та енергозбереження**

Дисципліна Енергетичні системи та комплекси  
Курс 3 Група ОТ-81 Семестр 5

**З А В Д А Н Н Я  
НА КУРСОВУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Визначення економії палива при комбінованому виробництві енергії у порівнянні з роздільним
- керівник роботи** Шкляр Віктор Іванович, к.т.н., доцент  
(Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
2. Строк подання студентом роботи 21.12.2020 р.
3. Вихідні дані до роботи: тиск та температура пари на вході та виході з турбіни, тиск у відборах, витрата пари, теплофікаційна потужність, вид палива
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): визначити ККД котлоагрегату, параметри робочого тіла у характерних точках регенеративного циклу ТЕЦ, витрату та економію палива
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
побудова процесу в h-s діаграмі, схеми циклів

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів виконання курсової роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Виконання роботи	14.09-21.12	
	Захист роботи	21.12-30.12	

**Студент**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

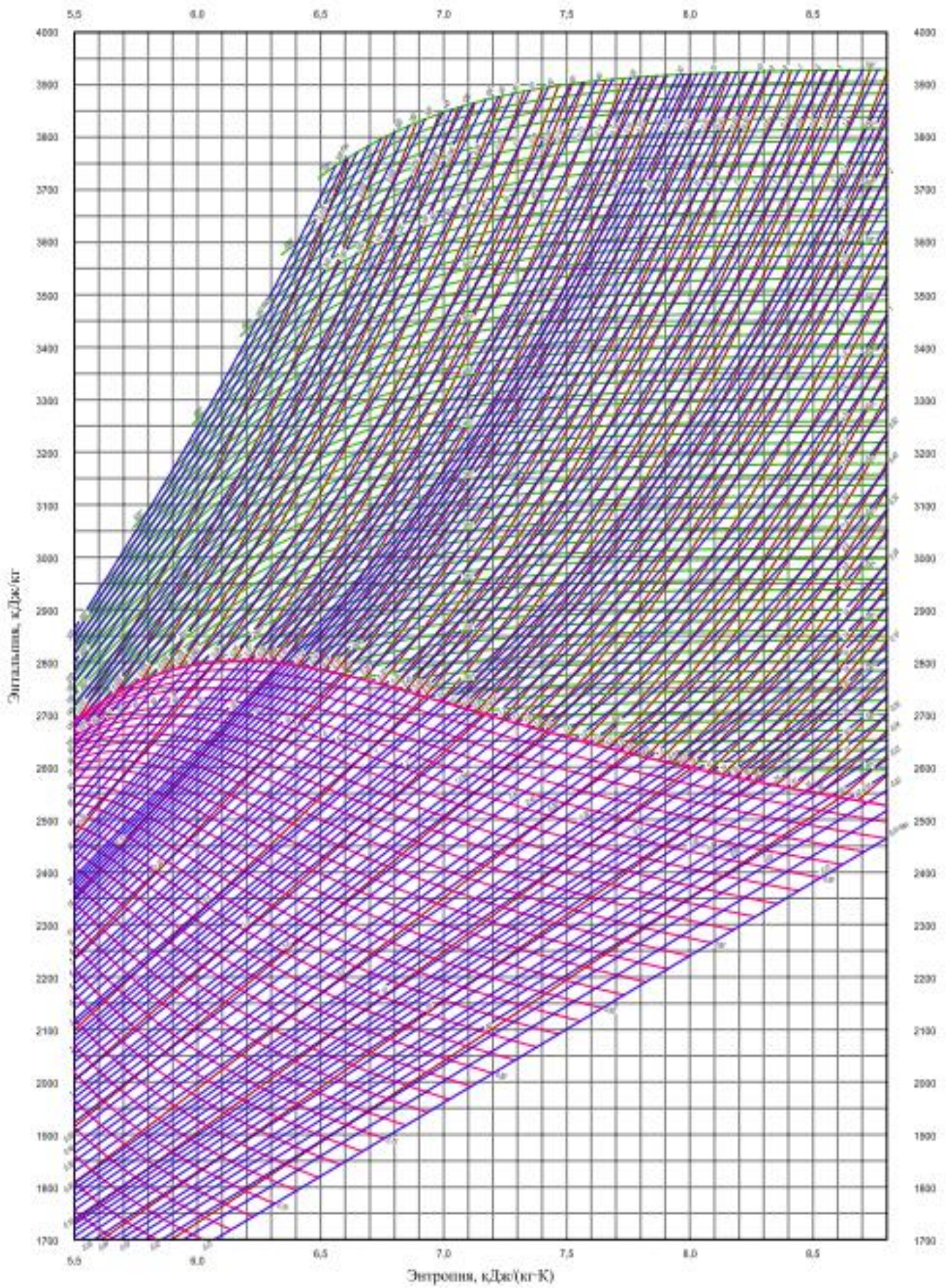
**Керівник роботи**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)



Додаток 3. h-s діаграма.





Таблиця Д 1

Вихідні данні																		
Варіант	Паливо	Марка	W <sup>p</sup> %	A <sup>p</sup> %	D т/год	t <sub>вд</sub> °C	Δα	β	Параметри робочого тіла.						Π <sub>oi</sub> %	Π <sub>m</sub> %	Π <sub>r</sub> %	Q <sub>вд</sub> ГДж/год
									p <sub>1</sub> МПа	t <sub>1</sub> °C	p <sub>2</sub> МПа	p <sub>01</sub> МПа	p <sub>02</sub> МПа	p <sub>03</sub> МПа				
1	Донецьке вугілля	Д	11	22	18	180	0,27	3,4	3,3	435	0,008	2,1	0,3	0,027	0,92	0,93	0,98	14
2	Природний газ Уренгой - Ужгород				25	190	0,35	3	3,5	440	0,007	2,2	0,28	0,027	0,94	0,94	0,97	22
3	Мазут Лисичанський завод	М-100	6	0,8	38	200	0,29	3,6	3,7	445	0,007	2,3	0,29	0,028	0,94	0,93	0,98	30
4	Донецьке вугілля	Г	8	18	75	150	0,22	3,4	3,9	435	0,006	2,7	0,25	0,026	0,93	0,94	0,96	55
5	Природний газ Долина-Ужгород				160	160	0,23	3,5	2,5	400	0,006	1,9	0,35	0,025	0,93	0,94	0,97	120
6	Мазут Дрогобицький завод	М-200	4	0,4	120	170	0,24	3,6	8,9	500	0,005	2	0,32	0,029	0,93	0,93	0,98	100
7	Донецьке вугілля	Т	7	25	230	180	0,25	3,3	8,5	535	0,005	2,3	0,27	0,028	0,95	0,93	0,97	220
8	Природний газ Гоголево-Полтава				200	190	0,26	3,4	13	555	0,005	2,18	0,4	0,2	0,95	0,94	0,96	80
9	Мазут Херсонський завод	М-40	3	0,4	300	200	0,27	3,5	11	530	0,004	2	0,38	0,026	0,95	0,93	0,96	320
10	Донецьке вугілля	А	9	14	430	150	0,28	3,6	12,8	570	0,004	2,2	0,21	0,027	0,95	0,93	0,98	310
11	Природний газ Дашава-Київ				480	160	0,29	3,3	9	535	0,004	1,8	0,3	0,025	0,95	0,94	0,97	450

Таблиця Д 2

## Характеристики твердого палива

№	Басейн	Марка	Тип	W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>
				масові %						
1	Донецьке вугілля	Д	Р	13	21,8	3	49,3	3,6	1	8,3
2		Г	Р	8	23	3,2	55,2	3,8	1	5,8
3		Т	Р	5	24	2,8	63	3,1	0,9	1,7
4		А	Ш,СШ	8,5	22,9	1,7	63,8	1,2	0,6	1,3
5		ПА	Р	5	20,9	2,4	66,6	2,6	1	1,5
6	Кузнецьке вугілля	Д	Р,СШ	12	13,2	0,3	58,7	4,2	1,9	9,7
7		Г	Р,СШ	8,5	11	0,5	66	4,7	1,8	7,5
8		Т	Р	6,5	16,8	0,4	68,6	3,1	1,5	3,1
9	Волинське вугілля	Д	Р	10	19,8	2,6	55,5	3,7	0,9	7,5
10		Г	Р	8	25,8	3,1	53,7	3,6	0,7	5,1

Таблиця Д 3

## Характеристики мазутів

№	Нафтопереробні заводи	Марка	Тип	W <sup>p</sup>	A <sup>p</sup>	S <sup>p</sup>	C <sup>p</sup>	H <sup>p</sup>	N <sup>p</sup>	O <sup>p</sup>
				масові %						
1	Кременчуцький	M-100	P	2,1	0,1	3,0	82,7	10,7	0,7	0,7
2		M-200	P	2,3	0,2	3,2	84,5	9,6	0,1	0,1
3	Лисичанський	M-40	P	2,4	0,3	2,2	83,5	10,9	0,3	0,4
4		M-100	Ш,СШ	0,8	0,3	2,8	85,5	10,0	0,3	0,3
5	Херсонський	M-40	P	1,8	0,2	2,8	84,1	10,7	0,2	0,2
6		M-200	P,СШ	2,4	0,2	3,2	84,5	9,5	0,1	0,1
7	Дрогобицький	M-40	P,СШ	2,2	0,1	2,9	84,0	10,6	0,1	0,1
8		M-100	P	2,1	0,1	2,8	84,5	10,1	0,2	0,2
9	Одеський	M-40	P	2,6	0,1	0,3	84,7	11,7	0,3	0,3
10		M-100	P	2,5	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5	0,5

Таблиця Д 4

## Характеристики природних газів

№	Газопровід	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
		об'ємні %						
1	Оренбург-Ужгород	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8
2	Уренгой - Ужгород	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4
3	Гоголево - Полтава	85,5	0,2	0,1	0,1	0,0	14,0	0,1
4	Дашава - Київ	98,9	0,3	0,1	0,1	0,0	0,4	0,2
5	Угерськ - Гnedичі - Київ	98,5	0,2	0,1	0,0	0,0	1,0	0,2
6	Шебелинка - Харків	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1
7	Долина-Ужгород	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	0,0
8	Бухара - Урал	94,9	3,2	0,4	0,1	0,1	0,9	0,4
9	Ананьєв - Тирасполь	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6
10	Шебелинка - Ізмаїл	92,5	3,6	0,7	0,2	0,4	2,0	0,6